

УДК 621.924.5

А.В. Евтухов, канд. техн. наук,**А.И. Акилов, доцент, канд. техн. наук,****В.А. Осипов, доцент, канд. техн. наук***Сумской государственный университет**вул. Римського-Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007**evtuhovav@gmail.com***СУПЕРФИНИШНАЯ ГОЛОВКА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ПРОДОЛЬНОЙ ОСЦИЛЛЯЦИИ БРУСКОВ**

Предложена конструкция универсальной суперфинишной головки с гидравлическим приводом продольной осцилляции брусков, которая может быть использована на операциях отделочной обработки цилиндрических прерывистых поверхностей деталей машин.

Ключевые слова: суперфиниширование, гидравлический привод, осцилляция.

В технологии изготовления деталей машин, работающих в условиях трения-износа, широко применяются методы хонингования и суперфиниширования, формирующие рельеф поверхности, эффективно удерживающий смазку в процессе их эксплуатации. При суперфинишировании, в отличие от хонингования, наряду с вращательным и поступательным движениями обрабатываемой детали (или абразивным бруском) сообщается еще и колебательное в продольном направлении движение, которое считается в данном случае главным рабочим движением и от которого зависит эффективность обработки [1]. Однако реализовать потенциальные возможности колебательного движения в полной мере удастся не всегда. Так, суперфиниширование деталей с прерывистыми поверхностями типа золотников гидроусилителей головками с эксцентриковым приводом колебания брусков затруднено из-за ограниченной амплитуды колебания. В связи с этим актуальными являются вопросы расширения технологических возможностей суперфиниширования деталей с прерывистыми поверхностями и разработки новых конструкций суперфинишных головок.

Существующая технология изготовления золотниковых пар предусматривает их взаимную притирку с использованием абразивных порошков или паст. Такие операции малопроизводительны и трудоемки.

В настоящее время известны конструкции разверток [2], хонов [3], оснащенных алмазносным слоем или алмазными брусками, и обеспечивающих высокую размерную и геометрическую точность поверхностей за один двойной ход (отклонение формы обрабатываемых отверстий не превышает 2...3 мкм). Однако их эффективное применение ограничено отделочной обработкой лишь гладких поверхностей деталей, что существенно сужает их технологические возможности. Поэтому суперфиниширование золотников совместно с алмазным развертыванием втулок позволит комплексно решить проблему эффективной отделочной обработки цилиндрических прерывистых поверхностей деталей машин и соответственно проблему снижения трудоемкости изготовления гидроусилителей и повышения их износостойкости. Для обоснования данного технического решения важно аналитически произвести выбор оптимальных конструктивных параметров суперфинишной головки.

Цель работы. Разработка прогрессивной конструкции суперфинишной головки с гидравлическим приводом продольной осцилляции брусков для операций отделочной обработки цилиндрических прерывистых поверхностей деталей машин.

Для решения поставленной задачи предложена конструкция универсальной суперфинишной головки, предназначенной для отделочной обработки как гладких, так и прерывистых наружных цилиндрических поверхностей.

На рисунке 1 показан общий вид суперфинишной головки. Привод головки обеспечивает увеличенную амплитуду осевых колебаний, превышающую ширину проточек между соседними поясками. Это требование обусловлено необходимостью равномерного износа брусков по длине и предотвращения «заоваливания» щелевых кромок золотника в процессе обработки. Головка имеет широкий диапазон регулирования по амплитуде и частоте колебаний.

Головка включает в себя корпус 1 с держателем брусков 2. Внутри корпуса установлена пружина и колпачок, перемещение которого под действием винта 13 деформирует пружину и определяет усилие прижима брусков к поверхности обрабатываемой детали. Корпус 1 установлен в направляющих качения 3 с возможностью совершения возвратно-поступательных перемещений. Зазор в направляющих регулируется винтами 12. Позицией 4 обозначен корпус гидропривода осцилляции брусков, внутри которого размещены поршень 6 силового цилиндра и два золотника, обеспечивающих устойчивое возвратно-поступательное перемещение поршня 6 со штоком. Позицией 7 обозначена шпилька с дистанционной втулкой, обеспечивающей жесткое закрепление двух планок 5 между собой. Винты 8

предназначены для регулировки амплитуды колебания брусков, 9 – пробка цилиндра золотника переключения, 10 и 11 – соответственно сливной и нагнетательный штуцера подачи масла.

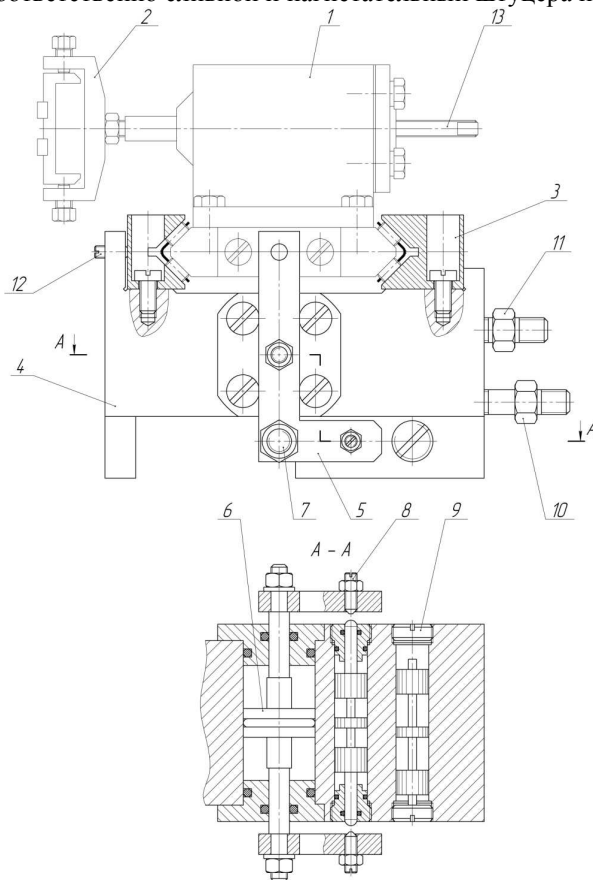


Рисунок 1 – Общий вид суперфинишной головки

На рисунке 2 приведена гидравлическая схема привода, поясняющая принцип работы привода продольной осцилляции брусков.

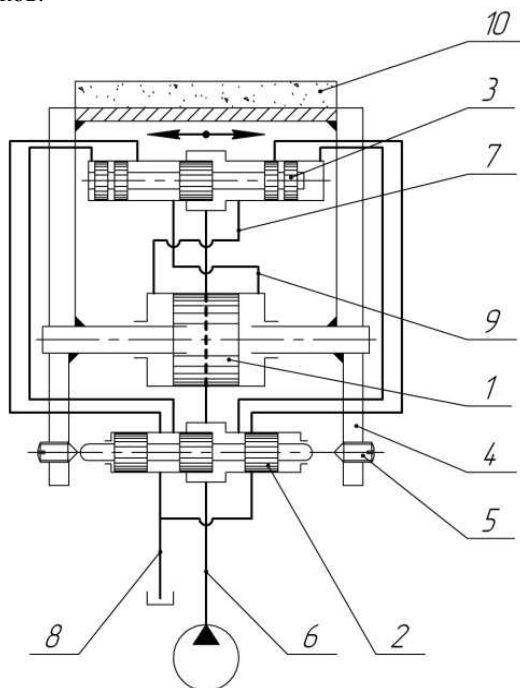


Рисунок 2 – Гидравлическая схема привода

Согласно данной схеме, возвратно-поступательные движения суперфинишной головке с брусками 10 сообщаются поршнем 1 силового цилиндра. Перемещения поршня через планки 4 и винты 5 передаются в крайних положениях на золотник 2 управления, который, в свою очередь, перекидывает потоком жидкости золотник 3 из одного положения в другое, переключая при этом напорные (6, 7) и сливные (8, 9) магистрали. Амплитуда колебаний устанавливается винтами 5, частота регулируется перепускным клапаном гидростанции.

Представленное устройство преобразует механический сигнал в гидравлический, увеличивая при этом энергию сигнала за счет энергии гидронасоса, поэтому его относят к механогидравлическим преобразователям класса усилителей.

На рисунке 3 показан золотниковый преобразователь, который в общем случае представляет собой мостовую схему соединения четырех одновременно управляемых щелевых дросселей [4].

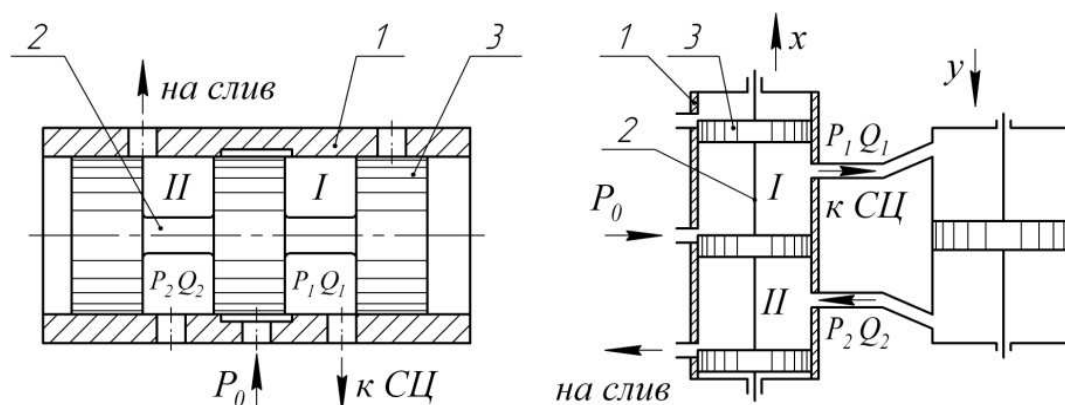


Рисунок 3 – Золотниковый преобразователь

Конструктивно золотниковый преобразователь состоит из цилиндрической втулки 1 с отверстиями (окнами), в которой перемещается шток 2 с поясками 3, имеющими дросселирующие кромки (плунжер). Пояски вместе со стенками образуют камеры I и II. Такого рода золотниковый преобразователь называют 4-х кромочным (4-х дроссельным) по количеству управляемых дросселей. В нейтральном положении плунжера, соответствующем отсутствию входного сигнала $x_{ax} = 0$, жидкость под давлением от насоса поступает через щели образованные кромками среднего паза гильзы и средними дросселирующими кромками плунжера золотника в полости I и II в одинаковых количествах на каждом промежутке времени, а из них на слив.

Равенство расходов, а, следовательно, и перепадов давления во всех щелях обеспечивает одинаковые давления в камерах и отсутствие расхода через исполнительный механизм (силовой цилиндр (СЦ)).

При смещении плунжера от нейтралы ($x_{ax} \neq 0$), например, влево открывается щель средней дросселирующей кромки, что вызывает увеличение давления p_1 в полости I. Перепад давлений между полостями I и II прикладывается к исполнительному механизму, через него же устремляется дополнительный расход в полость I, т.к. щель на слив в полости II уменьшилась. При смещении плунжера вправо от нейтралы картина противоположная. Давление в полости II будет меньше давления в полости I. Перепад давления изменит свой знак и жидкость из него потечет из полости I в полость II. Все это приведет к реверсу исполнительного механизма.

Уравнение расхода масла, протекающего через правое дросселирующее отверстие, будет иметь вид

$$Q_1 = \mu b x_1 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_0 - P_1)}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода масла при полностью открытых отверстиях; x_1 – перемещение золотника; b – ширина открытого отверстия (периметр плунжера); P_0 – давление масла на входе в золотник переключения; P_1 – давление масла на выходе из золотника (давление в СЦ).

Уравнение расхода масла, вытекающего из левого дросселирующего отверстия (на слив)

$$Q_1 = \mu b x_1 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_2}. \quad (2)$$

Расход масла в силовом цилиндре для левой и правой полостей соответственно:

$$\begin{cases} Q_1 = Q_n + Q_{c1} \\ Q_2 = Q_n - Q_{c2}, \end{cases} \quad (3)$$

где Q_n – расход масла, затрачиваемый на перемещение поршня силового цилиндра; Q_{c1} , Q_{c2} – количество масла, расходуемое на сжатие (расширение);

$$Q_n = F \frac{dy}{dt}; \quad (4)$$

где F – площадь поршня; dy/dt – скорость перемещения;

$$Q_c = V\beta \frac{dP}{dt}; \quad (5)$$

где V – объем полостей силового цилиндра; β – коэффициент объемного сжатия.

После подстановки выражений (4) и (5) в уравнения системы (3) получим

$$\begin{cases} Q_1 = F \frac{dy}{dt} + V_1\beta \frac{dP_1}{dt} \\ Q_2 = F \frac{dy}{dt} - V_2\beta \frac{dP_2}{dt}. \end{cases} \quad (6)$$

Уравнение перемещения штока поршня силового цилиндра с учетом массы m подвижных элементов имеет вид

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F(P_1 - P_2). \quad (7)$$

После линеаризации уравнений (1), (2), (6), (7) установлена дифференциальная зависимость между входными x_1 перемещениями золотника управления и выходными y перемещениями поршня силового цилиндра

$$\frac{mV\beta}{F} \sqrt{2P_0} \cdot \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{m\mu b x_{10}}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + 2F \sqrt{2P_0} \cdot \frac{dy}{dt} = 2\mu b P_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot x_1. \quad (8)$$

При этом принято допущение, что поршень в гидравлическом цилиндре находится вблизи среднего положения. Тогда $V_1 = V_2 = V$. В этом случае $P_{10} = P_{20}$, $Q_{10} = Q_{20}$

$$\begin{cases} P_1 = P_{10} + P_{20} \\ Q_2 = F \frac{dy}{dt} - V_2\beta \frac{dP_2}{dt}, \end{cases}$$

где x_{10} , P_{10} , P_{20} , Q_{10} , Q_{20} – значения величин при начальных условиях.

Применив к выражению (8) преобразование Лапласа при нулевых начальных условиях и, произведя некоторые математические действия, получим дифференциальное уравнение в параметрической форме записи

$$\left(\frac{mV\beta}{2F^2} \cdot S^2 + \frac{m\mu b x_{10}}{2F^2 \sqrt{2P_0}} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot S + 1 \right) S y = \frac{\mu b}{F} \cdot \sqrt{\frac{gP_0}{\gamma}} \cdot x_1.$$

Тогда передаточная функция будет иметь вид

$$W(S) = \frac{y(S)}{x_1(S)} = \frac{k}{T^2 S^2 + 2T(S^2 + S)},$$

где $k = \frac{\mu b}{F} \sqrt{\frac{gP_0}{\gamma}}$; $T = \frac{1}{F} \sqrt{\frac{mV\beta}{2}}$; $\mu = 5,6$; $\gamma = 9000 \text{ Н/м}^3$; $\beta = (57 \dots 74) \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$; $\beta = \frac{\Delta V}{V \Delta P}$ [4].

На рисунке 4 приведена амплитудно-фазовая частотная характеристика привода (Simulink/Matlab), построенная на основе полученных зависимостей с учетом размеров элементов конструкции привода. Анализ амплитудно-фазовой частотной характеристики привода по критерию Найквиста показывает, что система устойчива при всех частотах вынужденных колебаний. Амплитуда колебаний резко падает с увеличением частоты. Экспериментальные и производственные испытания показали высокую надежность устройства и высокие технологические показатели при отделочной обработке деталей. Головка устанавливается в суппорте токарно-винторезного станка и оснащается насосной станцией производительностью (18...25) л/мин, конечным давлением до 4 МПа (400 Н/см²). Рабочее давление обычно поддерживается в пределах (2...2,5) МПа в зависимости от требуемой амплитуды и частоты колебаний брусков.

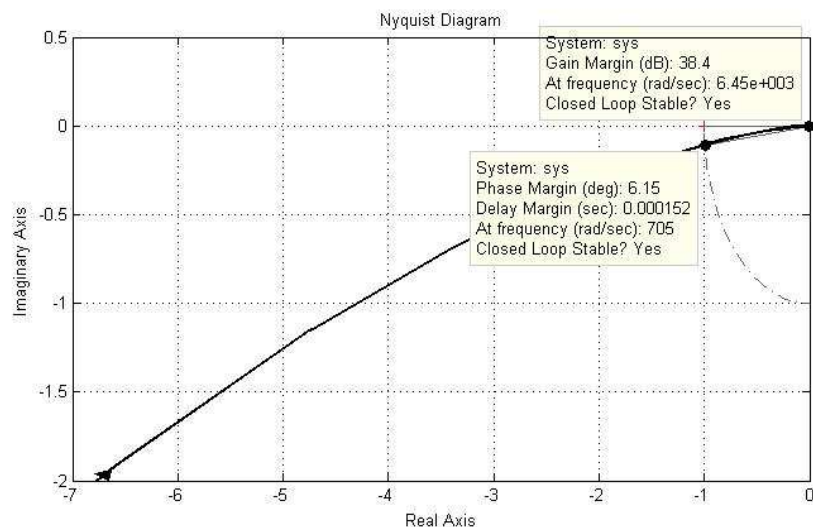


Рисунок 4 – Амплитудно-фазовая частотная характеристика привода (Simulink/Matlab)

Выводы:

1. Предложена универсальная конструкция суперфинишной головки как технологическая оснастка к токарному станку для отделочной обработки гладких и прерывистых цилиндрических поверхностей.
2. Головка компактна и с помощью несложного кронштейна легко устанавливается и закрепляется в суппорте станка.
3. Расчеты показали, что амплитудно-частотные показатели суперфинишной головки не меняются от внешнего силового воздействия.

Библиографический список использованной литературы

1. Якимов А.В. Теоретические основы технологии машиностроения: учебник / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, А.А. Якимов, Г.В. Новиков, Н.И. Решетнев. — Одесса: ОНПУ, 2002. — 491 с.
2. А.с. 1454665 А1 СССР, 4 В 24 В 33/08. Регулируемая алмазная развертка / Л.М. Натапов, А.И. Гдалевич, М.Д. Медведев. (СССР). — № 4154616/25—08; заявл. 01.12.86; опубл. 30.01.89, Бюл. № 4. — 4 с.: ил.
3. А.с. 933407 СССР, М. Кл.³ В 24 В 33/08. Однопроходный хон / И.Х. Шарафеев, А.В. Кусяк, С.В. Логинов и др. (СССР). — № 2915913/25—08; заявл. 25.04.80; опубл. 07.06.82, Бюл. № 21. — 5 с.: ил.
4. Денисов, А.А. Пневматические и гидравлические устройства автоматики / А.А. Денисов, В.С. Нагорный. — М.: Высшая школа, 1978. — 214 с.

Поступила в редакцию 23.03.2012 г.

Євтухов А.В., Акілов А.І., Осипов В.О. Суперфiнішна головка з гiдравлічним приводом поздовжньої осциляції брусків

Запропоновано конструкцію універсальної суперфiнішної головки з гiдравлічним приводом поздовжньої осциляції брусків, яку можна використовувати на операціях оздоблювальної обробки циліндричних переривчастих поверхонь деталей машин.

Ключові слова: суперфiнішування, гiдравлічний привод, осциляція.

Evtuhov A.V., Akilov A.I., Osipov V.A. The superfinishing head with a hydraulic drive direct oscillation sticks

The construction of a universal superfinishing head with a hydraulic drive direct oscillation sticks which can be used on operations of finishing handling of cylindrical faltering surfaces of machine components is offered.

Keywords: superfinishing, hydraulic drive, oscillation.